

КОМПЮТЪРНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ЦЕНТРОБЕЖНА ПОМПА ЗА ХИДРОТРАНСПОРТНА УРЕДБА ЧРЕЗ МЕТОДА НА КРАЙНИТЕ ЕЛЕМЕНТИ

Николай Переновски, Живко Илиев,
perenovski@abv.bg, halkopirit@abv.bg,

**Минно-геоложки Университет „Св. Иван Рилски“
гр. София, 1700, ул. Проф. Боян Каменов
БЪЛГАРИЯ**

Ключови думи: хидротранспорт, шламова помпа, компютърен флуиден анализ, метод на крайните елементи.

Резюме: Хидротранспортът представлява пренасяне на различни материали в смляно състояние по тръби и канали. Използва се в почти всички видове промишлености. Този вид транспорт намира широко приложение поради използването на икономически изгодните тръбни системи. Те се изграждат и експлоатират лесно, надеждни са и има реална възможност за автоматизирането им. Основен елемент на всяка хидротранспортна система е динамичната помпа. Нейната работа пряко влияе върху ефективността на цялата система. Намаляването на разхода на електроенергия и рационалното използване на двигателя, служещ за задвижване на помпата също допринася за ефикасността.

В настоящият доклад е направена компютърна симулация на работата на центробежна помпа за хидротранспортна уредба за въглища. Синтезиран е компютърен модел на помпа тип 3ГМ – 2 посредством използване на софтуерния продукт за 3D моделиране “SolidWorks”. За компютърната флуидна симулация е ползван интегрирания модул „FloWorks“. Извършен е анализ на получените резултати. Направени са предложения за оптимизация при избора на електродвигател в зависимост от плътността на шлама. Установена е скоростта на флуидния поток на входа и изхода на помпата. Определени са мощностите на електродвигателя за различни режими на работа.

1. ВЪВЕДЕНИЕ

При хидротранспорта материалите се пренасят с помощта на водна струя. Получената смес се нарича пупл. Неговото транспортиране е възможно само ако между количествата вода и материала в сместа съществува определено съотношение, което се нарича коефициент на консистенция на пупла. В зависимост от вида на транспортираните материали неговата стойност се приема да бъде в границите 4 – 6. Схемите на транспортиране биват два типа: напорна и самотечна.

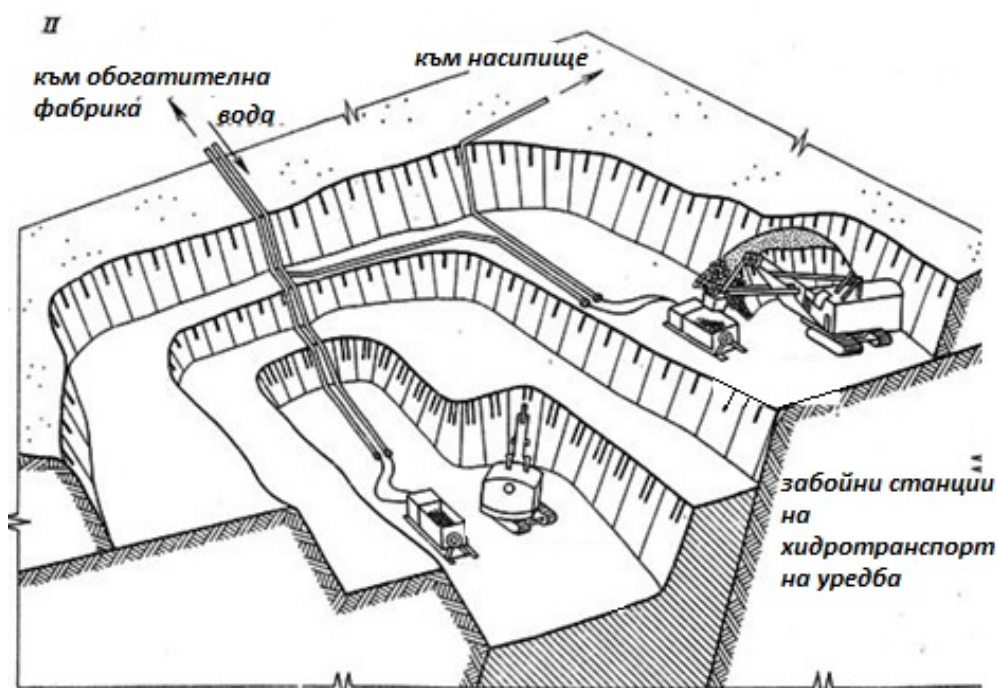
Напорния хидротранспорт се осъществява по тръби под налягане, създавано с помпи, които могат да бъдат шламови или обикновени [1,2,3].

Цел на настоящия доклад е установяване на връзка между плътността на транспортирания шлам и необходимата мощност за задвижване на помпата.

2. ОСОБЕНОСТИ НА НАПОРНИТЕ ХИДРОТРАНСПОРТНИ УРЕДБИ ЗА ВЪГЛИЩА

На *фигура 1е* показана схема на напорна хидротранспортна уредба, работеща с шламова помпа ЗГМ-2 [4]. На нея се вижда, че на най-долния хоризонт въглищата добивани чрез еднокофов багер се товарят на бункер – смесител, след което се транспортират по тръбопроводи към обогатителната фабрика. На най-горния хоризонт също е монтирана хидро уредба, но този път пулпа съставен от откривка и вода се транспортира към насипище.

Шламовата помпа използвана за транспортиране на въглища е със следните параметри: диаметър на работното колело – 850 mm, производителност за един час – 1400 m³, препоръчана мощност на двигателя в зависимост от плътността на пулпа 300 – 360 kW, напор на помпата – 43 – 58 m H₂O.



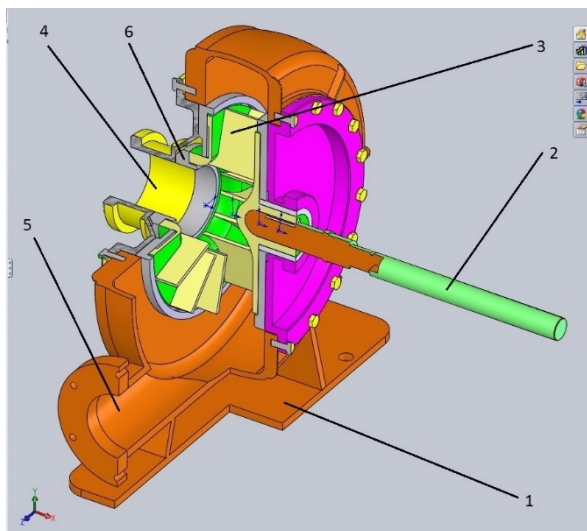
Фиг.1Напорна хидротранспортна уредба

На *фигура 2.1* е представен разрез на 3D модел на шламова помпа ЗГМ – 2 за хидротранспортна уредба състояща се от следните основни елементи: 1 –корпус на помпата, 2- задвижващ вал, 3 – работно колело с прави лопатки,4 – входящ отвор и 5 – изходящ отвор.

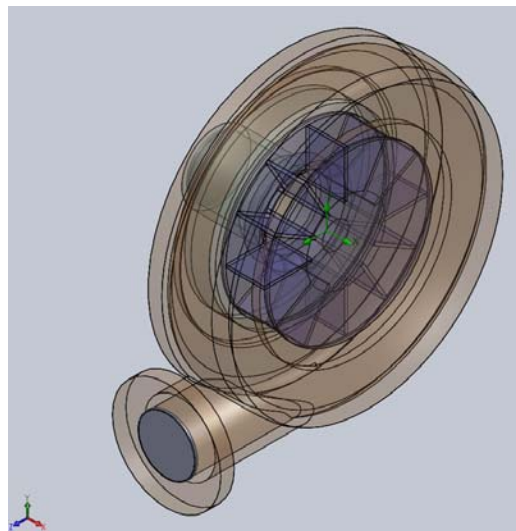
На *фигура 2.2.* е изобразен простен 3D модел на същата помпа.

3. СИНТЕЗ НА КОМПЮТЪРНИЯ МОДЕЛ НА ШЛАМОВА ПОМПА

Синтезът на модела е направен посредством използване на софтуерния продукт за 3D моделиране “SolidWorks”. За компютърната флуидна симулация е ползван интегрирания модул „FloWokrs“. С цел намаляване на времето за симулация са извършени следните опростявания на модела:



Фиг.2.1.Разрез на 3D модел



Фиг. 2.2. Опростен 3D модел

- премахнати са всички скрепителни елементи и отворите за тях;
- опростена е външната част на корпуса на помпата;
- втулката на главината на работното колело в частта си, в която не контактува с флуида е премахната;

- опростена е формата на двата капака на помпата;
- позиции 4 и 6 от *фигура 2.1* са обединени, като едно тяло.

Геометрични параметри на вътрешните части на помпата, които контактуват непосредствено с флуида са запазени непроменени.

4. КОМПЮТЪРНО ФЛУИДНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ШЛАМОВАТА ПОМПА

Целта на направеното компютърно флуидно изследване е установяване на зависимост между плътността на транспортирания материал и мощността на задвижващия двигател.

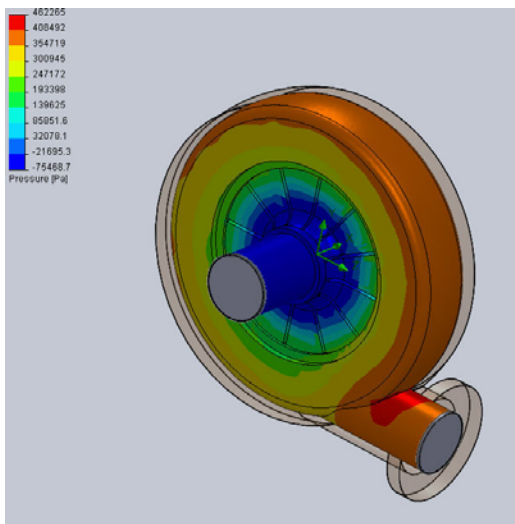
За коректното провеждане на симулационното изследване е необходимо да се дефинират гранични условия. В конкретния случай те са: - дебит на входа на помпата – $0,39 \text{ m}^3/\text{s}$; налягане на изхода на помпата – $0,42 \text{ MPa}$. Разгледани са три възможности за работа на помпата по отношение на плътността на шлама:

- $\rho_1 = 1400 \text{ kg/m}^3$;
- $\rho_2 = 1300 \text{ kg/m}^3$;
- $\rho_3 = 1100 \text{ kg/m}^3$

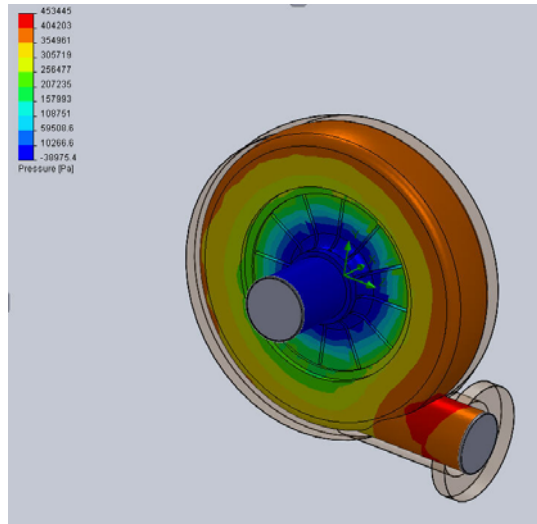
Създаден е ротационен 3D елемент с размерите на работното колело, чиято честота на въртене е равна на честота на въртене на вала на помпата – 590 min^{-1} . Елементите на работното колело, които са в контакт с флуида са дефинирани като неподвижни твърди стени. Ротацията се извършва около ос X .

На фигури *3a*), *3б*) и *3в*) е изобразено разпределението на налягането във флуидния обем вътре в шламовата помпа. Разпределението на налягането в средното сечение на работното колело е показано на фигури *4a*), *4б*) и *4в*). Компютърната симулация е направена за трите стойности на плътността съответно: *3a*) и *4a*) – за плътност 1400 kg/m^3 ; *3б*) и *4б*) – за плътност 1300 kg/m^3 ; *3в*) и *4в*) – за плътност 1100 kg/m^3 ;

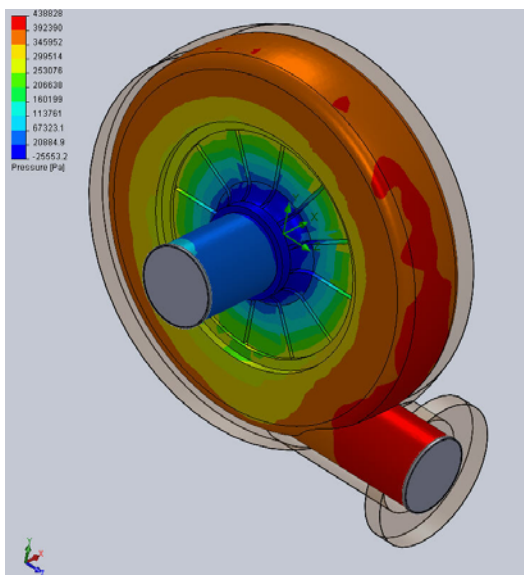
Получените максимални стойности за налягането за трите случая са както следва : $462\,265 \text{ Pa}$ (*фиг. 3a* и *4a*); $453\,445 \text{ Pa}$ (*фиг. 3б* и *4б*) и $438\,826 \text{ Pa}$ (*фиг. 3в* и *4в*);



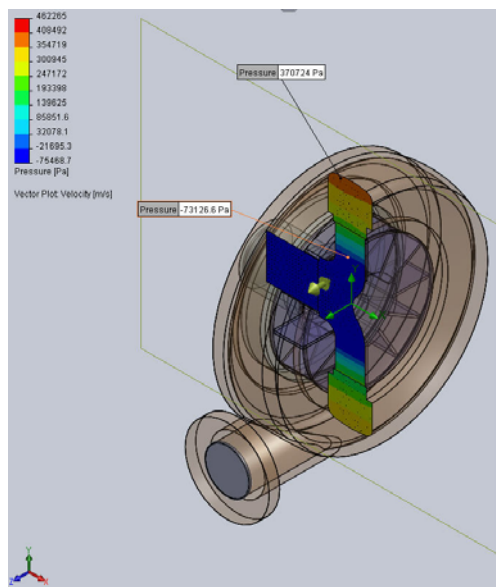
Фиг.3а) При плътност $\rho=1400\text{kg/m}^3$



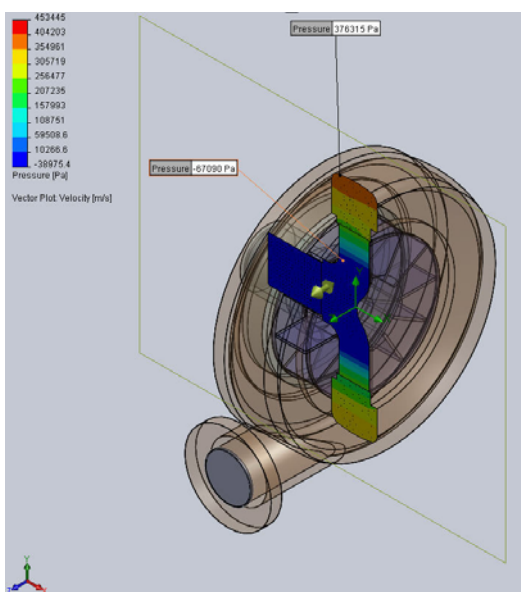
Фиг.3б) При плътност $\rho=1300\text{kg/m}^3$



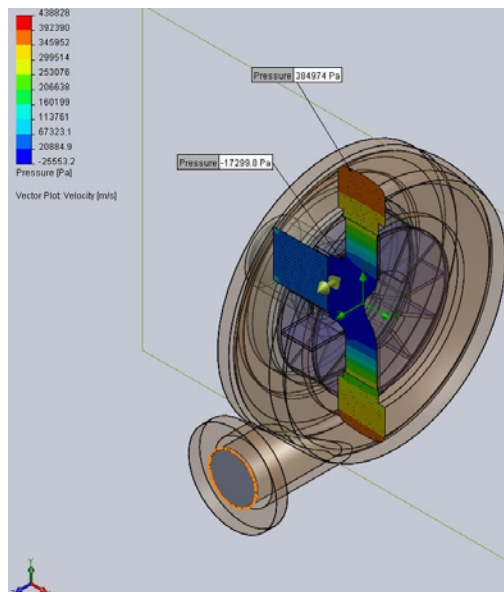
Фиг.3в) При плътност $\rho=1100\text{kg/m}^3$



Фиг.4а) При плътност $\rho=1400\text{kg/m}^3$



Фиг.4б) При плътност $\rho=1300\text{kg/m}^3$



Фиг.4в) При плътност $\rho=1100\text{kg/m}^3$

Получените максимални стойности на разреждането за трите случая са както следва : - 75 469Pa (фиг. 3а и 4а); - 38 975Pa (фиг. 3б и 4б) и - 25553Pa (фиг. 3в и 4в);

Таблица 1

pompa.SLDASM [Shlam1400]

Goal Name	Unit	Value	Averaged Value	Minimum Value	Maximum Value	Progress [%]	Use In Convergence	Delta
SG Volume Flow Rate 1	[m³/s]	0,39	0,39	0,39	0,39	100	Yes	0
SG Volume Flow Rate 2	[m³/s]	-0,39	-0,39	-0,39	-0,39	100	Yes	0
SG Max Velocity 1	[m/s]	5,568994986	5,568994986	5,568994986	5,568994986	100	Yes	0
SG Max Velocity 2	[m/s]	13,21863133	12,89079447	12,17945004	13,21863133	100	Yes	1,039181288
SG X - Component of Torque 1	[N*m]	4871,20717	4895,050516	4871,20717	4927,046414	100	Yes	55,83924409

Iterations: 118

Analysis interval: 21

Таблица 2

pompa.SLDASM [Shlam1300]

Goal Name	Unit	Value	Averaged Value	Minimum Value	Maximum Value	Progress [%]	Use In Convergence	Delta
SG Volume Flow Rate 1	[m³/s]	0,39	0,39	0,39	0,39	100	Yes	0
SG Volume Flow Rate 2	[m³/s]	-0,39	-0,39	-0,39	-0,39	100,00	Yes	0,00
SG Max Velocity 1	[m/s]	5,568994986	5,568994986	5,568994986	5,568994986	100	Yes	0
SG Max Velocity 2	[m/s]	13,01397574	12,0759562	10,77691266	13,02309731	100	Yes	1,782018989
SG Max X - Component of Velocity 1	[m/s]	5,568994986	5,568994986	5,568994986	5,568994986	100	Yes	0
SG X - Component of Torque 1	[N*m]	4565,968016	4596,379104	4550,186378	4655,160078	100	Yes	104,9736994

Iterations: 108

Analysis interval: 21

Таблица 3

pompa.SLDASM [Shlam1100]

Goal Name	Unit	Value	Averaged Value	Minimum Value	Maximum Value	Progress [%]	Use In Convergence	Delta
SG Volume Flow Rate 1	[m³/s]	0,39	0,39	0,39	0,39	100	Yes	0
SG Volume Flow Rate 2	[m³/s]	-0,39	-0,39	-0,39	-0,39	100,00	Yes	0,00
SG Max Velocity 1	[m/s]	5,568994986	5,568994986	5,568994986	5,568994986	100	Yes	0
SG Max Velocity 2	[m/s]	10,82028897	9,453472107	8,563988464	10,82028897	100	Yes	2,256300502
SG Max X - Component of Velocity 1	[m/s]	5,568994986	5,568994986	5,568994986	5,568994986	100	Yes	0
SG X - Component of Torque 1	[N*m]	3850,37562	3919,218365	3850,37562	3994,509487	100	Yes	97,49300663

Iterations: 95

Analysis interval: 21

5. АНАЛИЗ НА ПОЛУЧЕНИТЕ РЕЗУЛТАТИ

В таблици 1, 2 и 3 са дадени стойностите на максималните скорости на входа и на изхода на помпата и средната стойност на въртящият момент на вала.

На основа проведените симулационни изследвания могат да бъдат направени следните изводи:

- скоростта на флуида на входа и на изхода на помпата остава относително постоянна, независимо от плътността му;
- въртящият момент на вала на помпата намалява видимо с намаляване на плътността на шлама;
- очевидно е, че необходимата мощност на задвижващия двигател на помпата също намалява с намаляване на плътността на работния флуид;
- необходимите мощности на двигателя за задвижване на помпата пресметнати по формулата

$$(1) \quad N = \frac{M \cdot n}{9550}, kW$$

затритеплътностинашламаса съответно:

$$N_{1400} = 302kW,$$

$$N_{1300} = 284kW,$$

$$N_{1100} = 244kW,$$

- при избора на електродвигател е целесъобразно да се взимат в предвид пресметнатите по – горе стойности на мощността за съответната плътност на шлама, защото разликата в мощностите за различните плътности е чувствителна.

ЛИТЕРАТУРА:

- [1] Кузманов А., Глабаданидис Т., “Рудничен транспорт и подъем“, изд. „Техника“ София 1990г.
- [2] Переновски Н., “Ръководство за упражнения по механика на флуидите“. Изд. „Св. Иван Рилски“, София, 2012г.
- [3] Переновски Н., „Ръководство за семинарни и лабораторни упражнения по руднични вентилаторни и водоотливни уредби“ Изд. „Св. Иван Рилски“, София, 2015г.
- [4] Iliev Zh., “Determination of technological parameters of hydro transport installation for coals “XIII National conference with international participation of the open and underwater mining of minerals, Varna, 2015.

COMPUTER STUDIES OF CENTRIFUGAL PUMP FOR HYDROTRANSPORTATION SYSTEM USING FINITE ELEMENT METHOD

Nikolai Perenovski, Zhivko Iliev
perenovski@abv.bg, halkopirit@mail.bg,

*University of Mining and Geology “St Ivan Rilski”
Prof. Boyan Kamenov St., 1700, Sofia
BULGARIA*

Key words: *Hydraulic, slurry pump, computational fluid analysis, finite element method.*

Abstract: *Hydraulic transport is transfer of a variety of materials on a ground state in pipes and channels. It has been used in almost all types of industries. This type of transportation is widely spread because of using of cost-effective pipe systems. These systems are easily built and operated, they are reliable and possess a real possibility of automating. The major element of any hydro transportation system is dynamic pump. Its work directly affects the efficiency of the entire system. Reducing the power consumption and efficient using of the engine also may increase efficiency.*

Computer simulation of the operation of centrifugal pump designed for coal hydro transportation is made in this report. A computer model of pump type 3GM - 2 by using a software product for 3D modeling "SolidWorks" is synthesized. Integrated module "FloWokrs" for computational fluid simulation is used for the analysis of the results. Proposals to optimize the selection of the electric motor depending on the density of the sludge have been done. The fluid flow rate at the inlet and outlet of the pump is detected. Capacity of the motor for different modes of operation is determined.